

# PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 07-042607

(43)Date of publication of application : 10.02.1995

(51)Int.Cl.

F02D 45/00  
F02D 45/00  
F02D 41/14  
F02D 43/00  
F02P 5/152  
F02P 5/153

(21)Application number : 05-208590

(71)Applicant : SUZUKI MOTOR CORP

(22)Date of filing : 31.07.1993

(72)Inventor : SHIBATA KOSHI

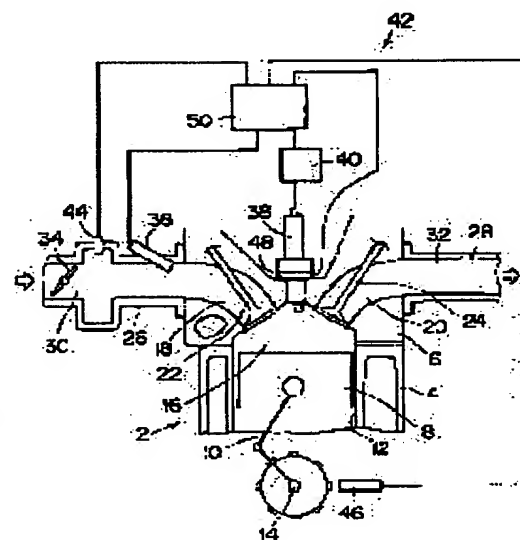
## (54) COMBUSTION CONTROLLER FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE

### (57)Abstract:

**PURPOSE:** To control the combustion of an internal combustion engine in a combustion condition where low NO<sub>x</sub> and combustion stability are balanced at a high level by calculating combustion start timing and combustion period based on the detected signal of a sensor, and controlling the ignition timing and fuel injection amount so that the combustion start timing and the combustion period meet their target.

**CONSTITUTION:** This combustion controller is provided with a crank angle sensor 46 which detects the rotational angle of a crankshaft 14 in an internal combustion engine 2, and an in-cylinder pressure sensor 48 which detects the pressure of a combustion chamber 16 in the internal combustion engine 2. A control part 50

calculates combustion start timing and combustion period based on the detected signals of the crank angle sensor 46 and the in-cylinder pressure sensor 48, and controls ignition timing and fuel injection amount so that the combustion start timing and the combustion period meet their targets respectively. It is thus possible to control the combustion of an internal combustion engine in a combustion condition where low NO<sub>x</sub> and combustion stability are balanced at a high level.



---

**LEGAL STATUS**

[Date of request for examination] 29.03.1999

[Date of sending the examiner's decision of rejection] 16.05.2000

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

**\* NOTICES \***

JPO and NCIPI are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. \*\*\*\* shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

---

**CLAIMS**

---

**[Claim(s)]**

[Claim 1] The combustion state-control equipment of the internal combustion engine characterized by to have formed the crank-angle sensor which detects the angle of rotation of an internal combustion engine's crankshaft, to have formed the cylinder internal-pressure sensor which detects the pressure of said internal combustion engine's combustion chamber, and to establish the control means which controls ignition timing and fuel oil consumption so that a combustion initiation stage and a combustion period compute, respectively based on the detecting signal of said crank-angle sensor and a cylinder internal-pressure sensor and these combustion initiation stage and a combustion period turn into a target combustion initiation stage and a target combustion period, respectively.

[Claim 2] The combustion state-control equipment of the internal combustion engine which forms the crank-angle sensor which detects the angle of rotation of an internal combustion engine's crankshaft, forms the cylinder internal-pressure sensor which detects the pressure of said internal combustion engine's combustion chamber, and is characterized by to establish the control means which controls ignition timing and fuel oil consumption so that each [ at least / at the 2 times ] combustion rate in a compression stroke is computed, respectively and each [ these ] combustion rate turns into a target combustion rate, respectively based on the detecting signal of said crank-angle sensor and a cylinder internal-pressure sensor.

[Claim 3] Said control means is combustion state control equipment of the internal combustion engine according to claim 1 or 2 which is the control means which controls ignition timing and fuel oil consumption of the internal combustion engine to which the gaseous mixture of a thin air-fuel ratio is supplied.

---

[Translation done.]

\* NOTICES \*

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. \*\*\*\* shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

---

DETAILED DESCRIPTION

---

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Industrial Application] This invention relates to an internal combustion engine's combustion state control equipment which is applied to an internal combustion engine's combustion state control equipment, especially carries out direct detection of an internal combustion engine's combustion condition, can control a combustion condition the optimal, and can be controlled in the combustion condition which has balanced at the dimension with high low NOx and combustion stability.

[0002]

[Description of the Prior Art] There are some to which the gaseous mixture of a thin air-fuel ratio is supplied for the purpose of reduction of fuel consumption in the internal combustion engine carried in a car. Thus, the internal combustion engine to which the gaseous mixture of a thin air-fuel ratio is supplied can lessen the amount of NOx by which it is discharged that an air-fuel ratio is high (thin), as shown in drawing 10. Therefore, if it carries out from reducing the discharge of NOx, as for the internal combustion engine to which the gaseous mixture of a thin air-fuel ratio is supplied, it is desirable to make the air-fuel ratio of gaseous mixture into a rarefaction (Lean) side more, and to burn it.

[0003] As a Prior art which controls gaseous mixture to a thin air-fuel ratio for the purpose of reduction of such fuel consumption and an NOx discharge, the cylinder internal pressure sensor which detects the pressure of a combustion chamber directly is formed, and there are some which carry out feedback control of the air-fuel ratio with the cylinder internal pressure which this sensor detects. Moreover, as a Prior art controlled to a thin air-fuel ratio, a RIN mix sensor detects a thin air-fuel ratio, and there are some which are controlled to become a target thin air-fuel ratio.

[0004] However, rarefaction side stable combustion limits (RIN limit) exist in a thin air-fuel ratio. For this reason, an internal combustion engine has the problem which cannot acquire the stable combustion condition, when the gaseous mixture of the thin air-fuel ratio beyond such rarefaction side stable combustion limits is supplied.

[0005] Then, in order to reconcile low NOx and stabilization flammability conventionally, it is controlling to become a thin air-fuel ratio by the side of few \*\*\*\* (rich) from rarefaction side stable combustion limits.

[0006] Moreover, the discharge of NOx can be decreased, so that it makes ignition timing a lag side. However, combustion will become unstable if an internal combustion engine makes ignition timing a lag side not much. As a Prior art which aims at combustion stability, there are some which are indicated by JP,63-97873,A by controlling ignition timing.

[0007] The technique indicated by this official report by calculating ignition timing based on the cylinder internal pressure of whenever [ two crank angle / before continuing till the ignition timing in a compression stroke ], and generating an ignition signal based on this result of an operation The ignition timing in the low-load-driving region where the residual-gas rate in cylinders, such as idle operation, affects flammability can be controlled at the optimal ignition timing, the stability of combustion is acquired, and reduction of fuel consumption and an exhaust air injurious ingredient is achieved.

[0008]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] By the way, since rarefaction side stable combustion limits (RIN limit) exist as shown in drawing 10 in burning a thin air-fuel ratio, it is controlling to set a target thin air-fuel ratio to a few \*\*\*\* (rich) side, and to become this target thin air-fuel ratio from rarefaction side stable combustion limits.

[0009] thus, the air-fuel ratio of the rarefaction side stable combustion limits as which having prepared allowances width of face between rarefaction side stable combustion limits and a target thin air-fuel ratio is determined with the magnitude of combustion fluctuation -- an internal combustion engine's service condition, and dispersion and a fuel -- it is for preventing that produce a gap in response to the effect of dispersion in change and the sensor of description etc., consequently an air-fuel ratio reaches rarefaction side stable combustion limits, and stable combustion is spoiled.

[0010] For this reason, rather than the critical capacity value which the internal combustion engine to which a thin air-fuel ratio is supplied should demonstrate essentially, the discharge of the rate of said allowances width of face of NOx having increased, and having un-arranged [ which increases fuel consumption ], since the fixed allowances width of face between rarefaction side stable combustion limits and a target thin air-fuel ratio was conventionally prepared in consideration of said gap.

[0011] That is, since the thin air-fuel ratio of dark \*\* would be supplied only for the rate of allowances width of face by the rarefaction side stable combustion limits which are limitations of the capacity which this internal combustion engine has, the discharge of the rate of allowances width of face of NOx increased in the internal combustion engine to which the gaseous mixture of a thin air-fuel ratio is supplied, and there was un-arranging [ which increases fuel consumption ] in him.

[0012]

[Means for Solving the Problem] Then, in order that this invention may remove un-[ above-mentioned ] arranging, the crank angle sensor which detects the angle of rotation of an internal combustion engine's crankshaft is formed. Form the cylinder internal pressure sensor which detects the pressure of said internal combustion engine's combustion chamber, and a combustion initiation stage and a combustion period are computed based on the detecting signal of said crank angle sensor and a cylinder internal pressure sensor, respectively. It is characterized by establishing the control means which controls ignition timing and fuel oil consumption so that these combustion initiation stage and a combustion period turn into a target combustion initiation stage and a target combustion period, respectively. Moreover, the crank angle sensor which detects the angle of rotation of an internal combustion engine's crankshaft is formed. Form the cylinder internal pressure sensor which detects the pressure of said internal combustion engine's combustion chamber, and each [ at least / at the 2 times ] combustion rate in a compression stroke is computed based on the detecting signal of said crank angle sensor and a cylinder internal pressure sensor, respectively. It is characterized by establishing the control means which controls ignition timing and fuel oil consumption so that each [ these ] combustion rate turns into a target combustion rate, respectively.

[0013]

[Function] According to the configuration of this invention, a control means computes a combustion initiation stage and a combustion period based on the detecting signal of a crank angle sensor and a cylinder internal pressure sensor, respectively. By controlling ignition timing and fuel oil consumption so that these combustion initiation stage and a combustion period turn into a target combustion initiation stage and a target combustion period, respectively. Moreover, based on the detecting signal of a crank angle sensor and a cylinder internal pressure sensor, each [ at least / at the 2 times ] combustion rate in a compression stroke is computed, respectively. By controlling ignition timing and fuel oil consumption so that each [ these ] combustion rate turns into a target combustion rate, respectively. Direct detection of an internal combustion engine's combustion condition can be carried out, and a combustion condition can be controlled the optimal. Moreover, by carrying out direct detection of an internal combustion engine's combustion condition, and controlling it, correspondence relation with rarefaction side stable combustion limits can be made good, and further, by the ability making good correspondence relation with rarefaction side stable combustion limits, a target thin air-fuel ratio can be close brought according

to rarefaction side stable combustion limits, and can be set up.

[0014]

[Example] Based on a drawing, the example of this invention is explained to a detail below. Drawing 1 - drawing 9 show the example of the combustion state control equipment by this invention. drawing 9 -- setting -- 2 -- an internal combustion engine and 4 -- a cylinder block and 6 -- the cylinder head and 8 -- a piston and 10 -- a connecting rod and 12 -- for a combustion chamber and 18, as for an exhaust air port and 22, a suction port and 20 are [ a cylinder and 14 / a crankshaft and 16 / an inlet valve and 24 ] exhaust valves.

[0015] Said internal combustion engine 2 attaches an inlet pipe 26 and an exhaust pipe 28 in the cylinder head 6, and is opening the inhalation-of-air path 30 and the flueway 32 for free passage in the suction port 18 and the exhaust air port 20. While forming the inhalation-of-air throttle valve 34, the fuel injection valve 36 is formed in the inhalation-of-air path 30 of an inlet pipe 26. Moreover, the internal combustion engine 2 has attached the ignition plug 38 in the cylinder head 6. In addition, a sign 40 is an ignition coil.

[0016] This internal combustion engine 2 has formed combustion state control equipment 42.

Combustion state control equipment 42 formed the MAP sensor 44 which detects the pressure of the inhalation-of-air path 30, formed the crank angle sensor 46 which detects the angle of rotation of a crankshaft 14, and has formed the cylinder internal pressure sensor 48 which detects the pressure of a combustion chamber 16. In addition, in this example, the plug seat golden type cylinder internal pressure sensor 48 was formed, and it has attached in the cylinder head 6 with the ignition plug 38.

[0017] Said MAP sensor 44 and crank angle sensor 46, and the cylinder internal pressure sensor 48 are connected to the control means slack control section 50 of combustion state control equipment 42. While said fuel injection valve 36 is connected, said ignition plug 38 is connected to this control section 50 through the ignition coil 40.

[0018] By the detecting signal of the crank angle sensor 46 and the cylinder internal pressure sensor 48, said combustion state control equipment 42 controls ignition timing and fuel oil consumption by the control section 50 so that an internal combustion engine's 2 combustion condition becomes the optimal.

[0019] In the 1st invention, to be shown in drawing 1 - drawing 4 , based on the detecting signal of the crank angle sensor 46 and the cylinder internal pressure sensor 48, a combustion initiation stage and a combustion period are computed, respectively, and ignition timing and fuel oil consumption are controlled by the control section 50 so that these combustion initiation stage and a combustion period turn into a target combustion initiation stage and a target combustion period, respectively.

[0020] As it is indicated in drawing 2 as said combustion initiation stage and a combustion period, it considers as 10% combustion crank angle (crank angle when 10% of combustion is completed), and the crank angle from 10% combustion crank angle to 90% combustion crank angle (crank angle when 90% of combustion is completed), respectively. The target combustion initiation stage to said combustion initiation stage is the value of the combustion initiation stage to draw the maximum of the engine torque in the combustion period at that time, as shown in drawing 3 . In addition, depending on [ crank angle / combustion ] a setup of an internal combustion engine 2, only 5 degrees - 10 degrees of values of this target combustion initiation stage can be set to a lag side said 10%. Moreover, the target combustion period over said combustion period is the value of the combustion period in front of rarefaction side stable combustion limits (RIN limit), as shown in drawing 4 .

[0021] Next, an operation of the 1st invention is explained.

[0022] A control section 50 computes ignition timing and fuel oil consumption based on the detecting signal inputted from the MAP sensor 44 and the crank angle sensor 46, and it makes a fuel to output an ignition signal and a fuel-injection signal to an ignition coil 38 and a fuel injection valve 36 based on the computed value, and inject from a fuel injection valve 36 while carrying out a leaping flame to an ignition plug 36.

[0023] Moreover, a control section 50 computes a combustion initiation stage and a combustion period, respectively based on the detecting signal inputted from the crank angle sensor 46 and the cylinder internal pressure sensor 48, and it controls ignition timing and fuel oil consumption so that these

combustion initiation stage and a combustion period turn into a target combustion initiation stage and a target combustion period, respectively.

[0024] If control starts as a control section 50 is shown in drawing 1, when it explains in full detail (step 100), the detecting signal of a MAP and a crank angle will be inputted from the MAP sensor 44 and the crank angle sensor 46 (step 102), and map count (step 104) of ignition timing and fuel oil consumption will be carried out based on these detecting signals. This is the same as that of map count of the ignition timing in the usual internal combustion engine 2, and fuel oil consumption. It is the map count ignition timing (BTDCdegree) obtained by map count alpha 1 It carries out and is map count fuel oil consumption Q1 It carries out.

[0025] Subsequently, a control section 50 calculates a target combustion initiation stage and a target combustion period from map data (step 106). It is betam about the obtained target combustion initiation stage (BTDCdegree). It carries out and is gammam about a target combustion period. It carries out.

[0026] A control section 50 is said map count ignition timing alpha 1. And map count fuel oil consumption Q1 Amendment (step 108) of ignition timing and fuel oil consumption is performed. Amendment of ignition timing is  $\alpha = \alpha_1 + \alpha_{ph}$ . It carries out. Here, it is  $\alpha_{ph}$ . It is the amount of ignition timing feedback amendments.  $Q = Q_1 \times K_{qh}$  performs amendment of fuel oil consumption. Here,  $K_{qh}$  is a fuel-oil-consumption feedback correction factor. Moreover,  $\alpha_{ph}$  And  $K_{qh}$  replaces data as  $\alpha_{ph0} = \alpha_{ph}$  and  $K_{qh0} = K_{qh}$ .

[0027] A control section 50 outputs an ignition signal and a fuel-injection signal to an ignition coil 40 and a fuel injection valve 36 (step 110), and it makes a fuel inject from a fuel injection valve 36 based on said calculated value while carrying out a leaping flame to an ignition plug 38.

[0028] Moreover, a control section 50 computes a combustion initiation stage and a combustion period, respectively, and it controls ignition timing and fuel oil consumption so that these combustion initiation stage and a combustion period turn into a target combustion initiation stage and a target combustion period, respectively.

[0029] Said control section 50 performs count with a combustion initiation stage and a combustion period, and the amount of amendments. Count of a combustion initiation stage and a combustion period inputs a detecting signal from the crank angle sensor 46 and the cylinder internal pressure sensor 48 (step 112), and calculates an actual combustion initiation stage (10% combustion crank angle) and a combustion period (crank angle from 10% combustion to 90% combustion) based on these signals (step 114). It is betas about the measurement combustion initiation stage (BTDCdegree) to be the obtained actual combustion initiation stage. It is gammas about the measurement combustion period which it carries out and is an actual combustion period. It carries out.

[0030] Based on the difference of the desired value (betam and gammam) and measured value (betas and gammas) which were obtained by said count, the amount of ignition timing amendments and a fuel-oil-consumption correction factor are corrected (step 116). Correction of the amount of ignition timing amendments is made by  $\alpha_{ph1} = \alpha_{ph0} + K_t \times (\text{betam} - \text{betas})$ . Here, it is  $K_t$ . It is a multiplier used as  $0 \leq K_t \leq 1$ . Moreover, correction of a fuel-oil-consumption correction factor is  $K_{qh} = K_{qh0} + K_q \times (\text{gammas} / \text{gammam})$ . Here, it is  $K_q$ . It is a multiplier used as  $0 \leq K_q \leq 1$ .

[0031] Said amount of ignition timing amendments is corrected again (step 118). By change of a fuel-oil-consumption correction factor, this is for a combustion initiation stage to move and corrects this part that moved. Correction of this amount of ignition timing amendments for the second time is made by  $\alpha_{ph1} = \alpha_{ph1} - K_{qt} \times (\text{gammas} / \text{gammam})$ . Here,  $K_{qt}$  is a multiplier used as  $0 \leq K_{qt} \leq 1$ .

[0032] After correction returns to map count of ignition timing and fuel oil consumption (step 120).

[0033] Thereby, feedback control of a combustion initiation stage and the combustion period is carried out so that a target combustion initiation stage and a target combustion period may come.

[0034] Thus, by controlling ignition timing and fuel oil consumption so that the combustion initiation stage and combustion period which are computed based on the detecting signal of the crank angle sensor 46 and the cylinder internal pressure sensor 48, respectively turn into a target combustion initiation stage and a target combustion period, respectively, this combustion state control equipment 42 can carry out direct detection of an internal combustion engine's 2 combustion condition, and can control a

combustion condition the optimal. For this reason, it is controllable in the combustion condition which has balanced at the dimension with high low NOx and combustion stability.

[0035] Moreover, combustion state control equipment 42 can make good correspondence relation with rarefaction side stable combustion limits by carrying out direct detection of an internal combustion engine's 2 combustion condition, and controlling it. for this reason, an internal combustion engine's 2 service condition, and dispersion and a fuel -- effect of dispersion in change and the sensor of description etc. can be made hard to be influenced, and allowances width of face of rarefaction side stable combustion limits and a target thin air-fuel ratio can be made smaller.

[0036] Furthermore, by the ability making good correspondence relation with rarefaction side stable combustion limits, a target thin air-fuel ratio can be close brought according to rarefaction side stable combustion limits, and combustion state control equipment 42 can set it up. For this reason, a near thin air-fuel ratio can be supplied according to the rarefaction side stable combustion limits which are limitations of the capacity which the internal combustion engine 2 to which the gaseous mixture of a thin air-fuel ratio is supplied has, and the further reduction of fuel consumption and an NOx discharge can be achieved.

[0037] In addition, since this invention can control a combustion condition the optimal, it can be applied not only to control of the combustion condition of the internal combustion engine 2 to which the gaseous mixture of a rarefaction side air-fuel ratio is supplied but to the combustion control under the operation situation which the combustion unstable states at the time of - knocking etc. tend to generate at the time of - transient operating range at the time of the cold machine of the internal combustion engine to which the gaseous mixture of the usual air-fuel ratio is supplied, and idle operation, and is advantageous practically.

[0038] Moreover, in this example, although the combustion initiation stage was explained as a combustion crank angle 10%, it is not limited to this numeric value. A combustion initiation stage can be set as the proper value of a combustion crank angle for example, a combustion crank angle - 50% 0%. Furthermore, it can be set as a proper value 90% from 10% combustion of a combustion period about the value of the crank angle 10 to combustion as well as a combustion initiation stage.

[0039] Drawing 5 - drawing 8 show the example of the 2nd invention of combustion state control equipment 42. Since the configuration of the combustion state control equipment 42 in this 2nd invention is the same as that of drawing 9 explained in the 1st invention, it quotes and explains the same sign while it omits explanation of a configuration.

[0040] In the 2nd invention, based on the detecting signal of the crank angle sensor 46 and the cylinder internal pressure sensor 48, each [ at least / at the 2 times ] combustion rate in a compression stroke is computed, respectively, and ignition timing and fuel oil consumption are controlled by the control section 50 so that each [ these ] combustion rate turns into a target combustion rate, respectively.

[0041] As said combustion rate, as shown in drawing 6 , the cylinder internal pressure in the crank angle at the 4 time at the -d time (they are BTDC30 degree, BTDC0 degree, ATDC30 degree, and ATDC60" to a compression top dead center) is measured at the -c time at the -b time at the a time of arbitration, and the value which is equivalent to each combustion rate at the -c time at the b time of these is computed, for example. At these b time, the value of each combustion rate at the -c time carries out feedback control of ignition timing and the fuel oil consumption so that it may become a target combustion rate, respectively.

[0042] It considers as the value which a combustion condition produces in rarefaction side stable combustion limits as a value of each target combustion rate at the -c time at said b time. As it is indicated in drawing 6 and drawing 7 as each [ these ] target combustion rate, it is in the condition which has balanced at the dimension with high low NOx and combustion stability. The combustion condition in rarefaction side stable combustion limits is made to reproduce by setting to this 2nd invention and making the value of each combustion rate at the -c time in agreement with the value of each target combustion rate at the b time, respectively.

[0043] Here, the formula in the case of calculating the value of each combustion rate at the 2 time at the -c time at the b time of these is explained from the cylinder internal pressure at the said a time - d time.



[0044] The combustion rate  $U_bS$  at the b time becomes  $U_bS = (P_b \times v_{bn} - P_a \times v_{an}) / (P_d \times v_{dn} - P_a \times v_{an})$ .  
The combustion rate  $U_cS$  at the c time becomes  $U_cS = (P_c \times v_{cn} - P_a \times v_{an}) / (P_d \times v_{dn} - P_a \times v_{an})$ .

[0045] volume-of-combustion-chamber  $v_c$  [ in here / at the  $P_a$  : b time ] : Volume of combustion chamber n at the volume-of-combustion-chamber  $v_d$  : d time at the c time: Polytropic index : Cylinder internal pressure  $P_b$  at the a time : Cylinder internal pressure  $P_c$  at the b time : Cylinder internal pressure  $P_d$  at the c time : Cylinder internal pressure  $v_a$  at the d time : Volume of combustion chamber  $v_b$  at the a time (about 1.3)

It comes out. However, the combustion rate at the a time is made into 0%, and the combustion rate at the d time is assumed to be 100%.

[0046] Supplementary information of said formula is carried out by drawing 8 . a time - d time -- polytropic change --  $v_b$  up to -- each [ at the time of making it change ] pressure  $P$  at the time is considered.

a time ->  $P_{ab} = P_a \times (v_a/v_b)^{n_b}$  time ->  $P_{bb} = P_b \times (v_b/v_b)^{n_c}$  time ->  $P_{cb} = P_c \times (v_c/v_b)^{n_d}$  time ->  $P_{db} = P_d \times (v_d/v_b)^{n}$  [0047] When it thinks that the difference of  $P_{ab}-P_{bb}-P_{cb}-P_{db}$  at this time \*\*\*\*s to the difference of the amount of combustion, the amount  $G_{ab}$  of combustion at the b time from a time The amount  $G_{ac}$  of combustion at the c time from a  $G_{ab} = P_{bb} \times P_{ab} = P_b \times N \times (v_b/v_b) - P_a \times N \times (v_a/v_b)$  time The amount  $G_{ad}$  of combustion at the d time serves as  $G_{ad} = P_{db} \times P_{ab} = P_d \times N \times (v_d/v_b) - P_a \times N \times (v_a/v_b)$  from a  $G_{ac} = P_{cb} \times P_{ab} = P_c \times N \times (v_c/v_b) - P_a \times N \times (v_a/v_b)$  time.

[0048] If the combustion rate at the a time is made into 0% and the combustion rate at the d time is assumed to be 100%, the combustion rate  $U_bS$  at the b time will serve as  $U_bS = G_{ab}/G_{ad}$ , and the combustion rate  $U_cS$  at the c time will serve as  $U_cS = G_{ac}/G_{ad}$ .

[0049] Therefore, the combustion rate  $U_bS$  at the b time becomes  $U_bS = (P_b \times v_{bn} - P_a \times v_{an}) / (P_d \times v_{dn} - P_a \times v_{an})$  like the above. The combustion rate  $U_cS$  at the c time becomes  $U_cS = (P_c \times v_{cn} - P_a \times v_{an}) / (P_d \times v_{dn} - P_a \times v_{an})$ .

[0050] Next, an operation of the 2nd invention is explained.

[0051] A control section 50 computes ignition timing and fuel oil consumption based on the detecting signal inputted from the MAP sensor 44 and the crank angle sensor 46, and it makes a fuel to output an ignition signal and a fuel-injection signal to an ignition coil 38 and a fuel injection valve 36 based on the computed value, and inject from a fuel injection valve 36 while carrying out a leaping flame to an ignition plug 38.

[0052] Moreover, based on the detecting signal inputted from the crank angle sensor 46 and the cylinder internal pressure sensor 48, a control section 50 computes each [ at least / at the 2 times ] combustion rate in a compression stroke, respectively, and it controls ignition timing and fuel oil consumption so that each [ these ] combustion rate turns into a target combustion rate, respectively.

[0053] If control starts as a control section 50 is shown in drawing 5 , when it explains in full detail (step 200), the detecting signal of a MAP and a crank angle will be inputted from the MAP sensor 44 and the crank angle sensor 46 (step 202), and map count (step 204) of ignition timing and fuel oil consumption will be carried out based on these detecting signals. This is the same as that of map count of the ignition timing in the usual internal combustion engine 2, and fuel oil consumption. It is the map count ignition timing (BTDCdegree) obtained by map count alpha 1 It carries out and is map count fuel oil consumption Q1 It carries out.

[0054] Subsequently, a control section 50 measures the cylinder internal pressure at the a time - d time, and calculates the value of each combustion rate at the 2 time at the -c time from map data at the b time of these (step 206). The target combustion rate at the obtained b time is set to  $U_{bm}$ , and the target combustion rate at the c time is set to  $U_{cm}$ .

[0055] A control section 50 is said map count ignition timing alpha 1. And map count fuel oil consumption Q1 Amendment (step 208) of ignition timing and fuel oil consumption is performed. Amendment of ignition timing is  $\alpha = \alpha_1 + \alpha_{ph}$ . It carries out. Here, it is  $\alpha_{ph}$ . It is the amount of ignition timing feedback amendments.  $Q = Q_1 \times K_{qh}$  performs amendment of fuel oil consumption. Here,  $K_{qh}$  is a fuel-oil-consumption feedback correction factor. Moreover,  $\alpha_{ph}$  And  $K_{qh}$  replaces data as  $\alpha_{ph0} = \alpha_{ph}$  and  $K_{qh0} = K_{qh}$ .

[0056] A control section 50 outputs an ignition signal and a fuel-injection signal to an ignition coil 40 and a fuel injection valve 36 (step 210), and it makes a fuel inject from a fuel injection valve 36 based on said calculated value while carrying out a leaping flame to an ignition plug 38.

[0057] Moreover, a control section 50 computes each combustion rate at the 2 time at the -c time, respectively at the b time, and it controls ignition timing and fuel oil consumption so that each [ these ] combustion rate turns into a target combustion rate, respectively.

[0058] Said control section 50 performs count with a combustion rate and the amount of amendments. Count of a combustion rate inputs a detecting signal from the crank angle sensor 46 and the cylinder internal pressure sensor 48 (step 212), and calculates each actual combustion rate at the -c time based on these signals at the b time (step 214). The measurement combustion rate which is an actual combustion rate at the obtained b time is set to  $U_{bs}$ , and the measurement combustion rate at the c time is set to  $U_{cs}$ .

[0059] Based on the difference of the desired value ( $U_{bm}$ ,  $U_{cm}$ ) and measured value ( $U_{bs}$ ,  $U_{cs}$ ) which were obtained by said count, the amount of ignition timing amendments and a fuel-oil-consumption correction factor are corrected (step 216). Correction of the amount of ignition timing amendments is made by  $\alpha_{bh} = \alpha_{bh0} + K_{btx}(U_{bm} - U_{bs}) + K_{ctx}(U_{cm} - U_{cs})$ . Here,  $K_{bt}$  is a multiplier used as  $K_{bt} \geq 0$ .  $K_{ct}$  is a multiplier used as  $K_{ct} \leq 0$ . Moreover, correction of a fuel-oil-consumption correction factor is made by  $K_{qh} = K_{qh0} + K_{bqx}(U_{bm} - U_{bs}) + K_{cqx}(U_{cm} - U_{cs})$ . Here,  $K_{bq}$  is a multiplier used as  $K_{bq} \leq 0$ .  $K_{cq}$  is a multiplier used as  $K_{cq} \geq 0$ .

[0060] After correction returns to map count of ignition timing and fuel oil consumption (step 218).

[0061] Thus, combustion state-control equipment 42 compares the target combustion gestalt line described by the combustion gestalt line and each target combustion rate described by each combustion rate at the -c time at the b time, judges the stage of a combustion starting position, and the slowness and fastness of the rate of combustion, and as shown in drawing 6  $R > 6$  and drawing 7, it carries out the feedback control of ignition timing and the fuel oil consumption (air-fuel ratio) so that a combustion gestalt line is in agreement with a target combustion gestalt line.

[0062] To be shown in drawing 6, when the stage of a combustion starting position is later than a target, it controls to speed up ignition timing. When the stage of a combustion starting position is quicker than a target, it controls to delay ignition timing. Moreover, to be shown in drawing 7, when the rate of combustion is quicker than a target, the quantity of fuel oil consumption is decreased, an air-fuel ratio is Lean-ized, and it controls to make the rate of combustion late. When the rate of combustion is slower than a target, the quantity of fuel oil consumption is increased, an air-fuel ratio is made rich, and it controls to make the rate of combustion quick.

[0063] The combustion gestalt line described by each combustion rate at the -c time at the b time can control by the slowness and fastness of this ignition timing, and control of the change in fuel oil consumption in agreement with the target combustion gestalt line described by each target combustion rate.

[0064] Thereby, at the b time, feedback control of each combustion rate at the -c time is carried out so that it may become each target combustion rate. As it is indicated in drawing 6 and drawing 7 as each [ these ] target combustion rate, it is in the condition which has balanced at the dimension with high low NOx and combustion stability. Therefore, the combustion condition stabilized in low NOx can be acquired by carrying out feedback control so that each combustion rate at the -c time may turn into each target combustion rate at the b time.

[0065] Thus, the combustion state control equipment 42 of this 2nd invention can do so the same effectiveness as said 1st invention by being based on the detecting signal of the crank angle sensor 46 and the cylinder internal pressure sensor 48, computing each combustion rate at the 2 time at the -c time, respectively at the b time, and controlling ignition timing and fuel oil consumption so that each [ these ] combustion rate turns into a target combustion rate, respectively. That is, direct detection of an internal combustion engine's 2 combustion condition can be carried out, and a combustion condition can be controlled the optimal. For this reason, it is controllable in the combustion condition which has balanced at the dimension with high low NOx and combustion stability.

[0066] Moreover, combustion state control equipment 42 can make good correspondence relation with rarefaction side stable combustion limits by carrying out direct detection of an internal combustion engine's 2 combustion condition, and controlling it. for this reason, an internal combustion engine's 2 service condition, and dispersion and a fuel -- effect of dispersion in change and the sensor of description etc. can be made hard to be influenced, and allowances width of face of rarefaction side stable combustion limits and a target thin air-fuel ratio can be made smaller.

[0067] Furthermore, by the ability making good correspondence relation with rarefaction side stable combustion limits, a target thin air-fuel ratio can be close brought according to rarefaction side stable combustion limits, and combustion state control equipment 42 can set it up. For this reason, a near thin air-fuel ratio can be supplied according to the rarefaction side stable combustion limits which are limitations of the capacity which the internal combustion engine to which the gaseous mixture of a thin air-fuel ratio is supplied has, and the further reduction of fuel consumption and an NOx discharge can be achieved.

[0068] In addition, since this invention can control a combustion condition the optimal, the combustion unstable states at the time of - knocking etc. occur at the time of - transient operating range at the time of the cold machine of the internal combustion engine to which the gaseous mixture of not only control of the combustion condition of the internal combustion engine 2 to which the gaseous mixture of a rarefaction side air-fuel ratio is supplied but the usual air-fuel ratio is supplied, and idle operation, and it can be applied also to the combustion control under a cheap operation situation, and is advantageous practically.

[0069]

[Effect of the Invention] Thus, according to this invention, combustion state control equipment can carry out direct detection of an internal combustion engine's combustion condition, and can control a combustion condition the optimal. For this reason, it is controllable in the combustion condition which has balanced at the dimension with high low NOx and combustion stability.

[0070] Moreover, combustion state control equipment can make good correspondence relation with rarefaction side stable combustion limits by carrying out direct detection of an internal combustion engine's combustion condition, and controlling it. for this reason, an internal combustion engine's service condition, and dispersion and a fuel -- effect of dispersion in change and the sensor of description etc. can be made hard to be influenced, and allowances width of face of rarefaction side stable combustion limits and a target thin air-fuel ratio can be made smaller.

[0071] Furthermore, by the ability making good correspondence relation with rarefaction side stable combustion limits, a target thin air-fuel ratio can be close brought according to rarefaction side stable combustion limits, and combustion state control equipment can set it up. For this reason, a near thin air-fuel ratio can be supplied according to the rarefaction side stable combustion limits which are limitations of the capacity which the internal combustion engine to which the gaseous mixture of a thin air-fuel ratio is supplied has, and the further reduction of fuel consumption and an NOx discharge can be achieved.

[0072] In addition, since this invention can control a combustion condition the optimal, the combustion unstable states at the time of - knocking etc. occur at the time of - transient operating range at the time of the cold machine of the internal combustion engine to which the gaseous mixture of not only control of the combustion condition of the internal combustion engine to which the gaseous mixture of a rarefaction side air-fuel ratio is supplied but the usual air-fuel ratio is supplied, and idle operation, and it can be applied also to the combustion control under a cheap operation situation, and is advantageous practically.

---

[Translation done.]

**\* NOTICES \***

JPO and NCIPI are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. \*\*\*\* shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

---

**DESCRIPTION OF DRAWINGS**

---

**[Brief Description of the Drawings]**

**[Drawing 1]** It is the flow chart of the control which shows the example of the 1st invention an internal combustion engine's combustion state control equipment.

**[Drawing 2]** It is drawing showing the relation between the combustion initiation stage by the crank angle and the combustion rate, and a combustion period.

**[Drawing 3]** It is drawing showing the relation of the target combustion initiation stage by the combustion initiation stage and engine torque.

**[Drawing 4]** (a) - (c) is the timing chart of an NOx discharge, combustion fluctuation, and a combustion period, and the timing chart (a) indicates the relation between a combustion period and an NOx discharge to be, the timing chart which shows the relation of the target combustion period over rarefaction side stable combustion limits according [ (b) ] to a combustion period and combustion fluctuation, and (c) are timing charts which show the relation between an air-fuel ratio and a combustion period.

**[Drawing 5]** It is the flow chart of the control which shows the example of the 2nd invention an internal combustion engine's combustion state control equipment.

**[Drawing 6]** It is drawing showing the target combustion rate by the air-fuel ratio of a crank angle and a combustion rate.

**[Drawing 7]** It is drawing showing the target combustion rate by the ignition timing of a crank angle and a combustion rate.

**[Drawing 8]** It is the P-V diagram showing cylinder internal pressure change.

**[Drawing 9]** It is the outline block diagram of an internal combustion engine's combustion state control equipment.

**[Drawing 10]** (a) - (c) is the timing chart of the conventional NOx discharge, combustion fluctuation, and a combustion period, and the timing chart (a) indicates the relation between an air-fuel ratio and an NOx discharge to be, the timing chart (b) indicates the relation between an air-fuel ratio and combustion fluctuation to be, and (c) are timing charts which show the relation between an air-fuel ratio and a combustion period.

**[Description of Notations]**

2 Internal Combustion Engine

14 Crankshaft

16 Combustion Chamber

30 Inhalation-of-Air Path

32 Flueway

34 Inhalation-of-Air Throttle Valve

36 Fuel Injection Valve

38 Ignition Plug

40 Ignition Coil

42 Combustion State Control Equipment

44 MAP Sensor  
46 Crank Angle Sensor  
48 Cylinder Internal Pressure Sensor  
50 Control Section

---

[Translation done.]

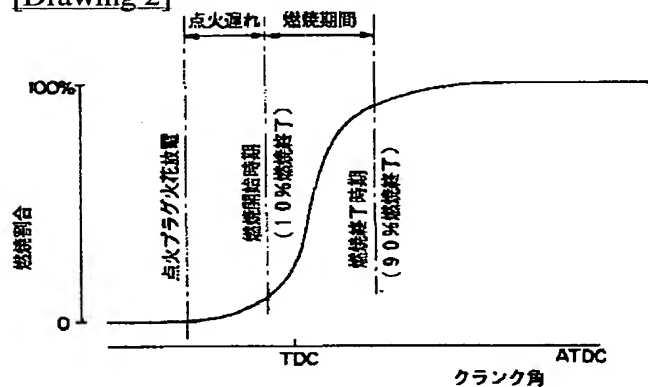
## \* NOTICES \*

JPO and NCIPI are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

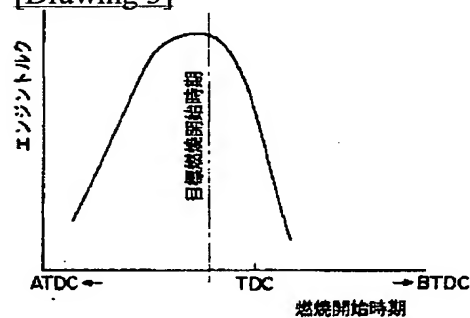
1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. \*\*\*\* shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

## DRAWINGS

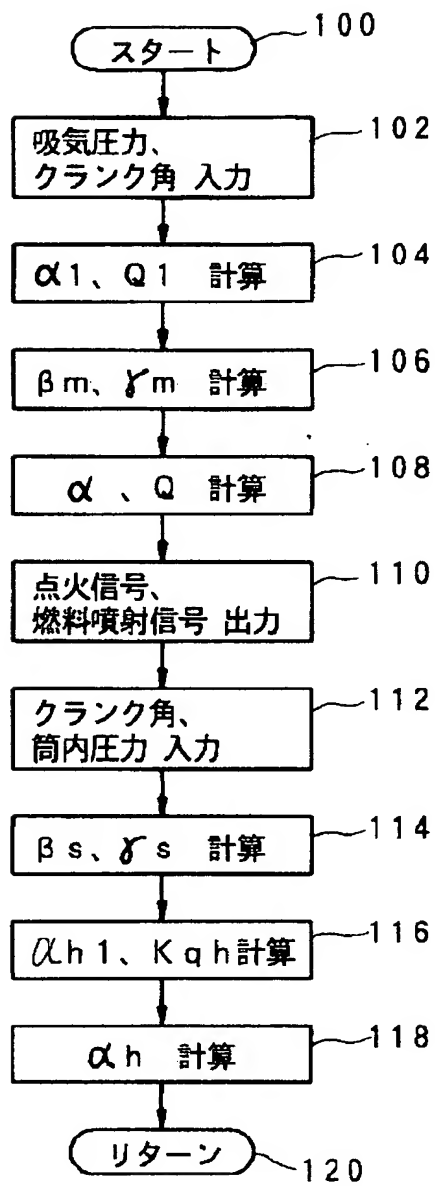
[Drawing 2]



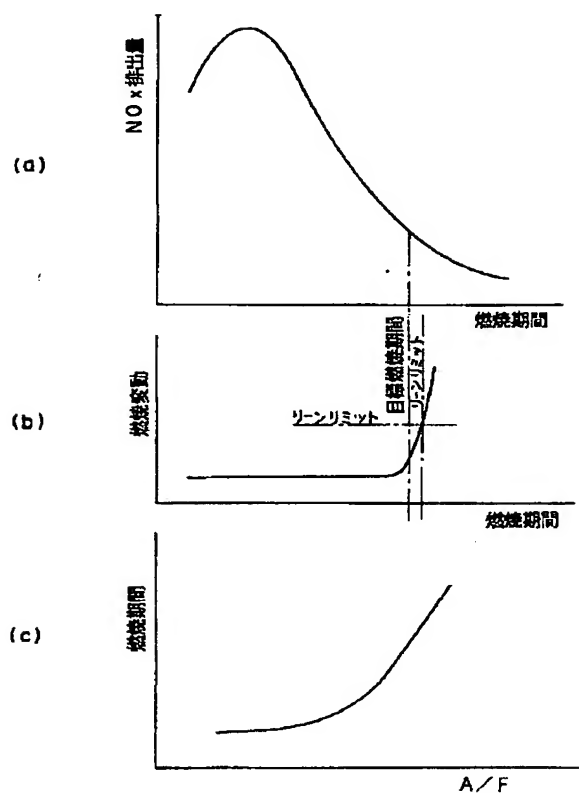
[Drawing 3]



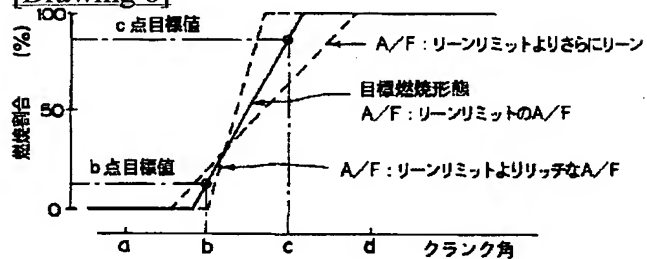
[Drawing 1]



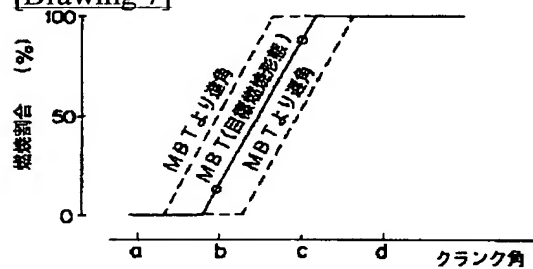
[Drawing 4]



[Drawing 6]

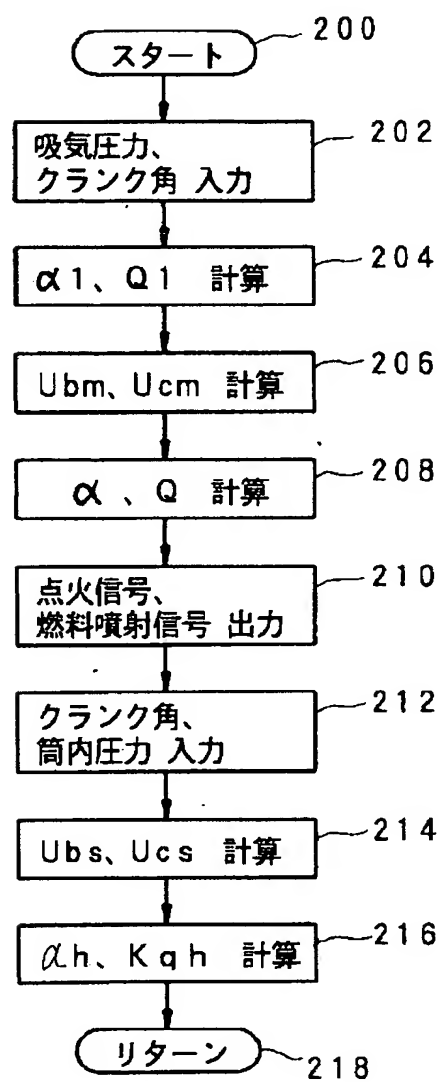


[Drawing 7]

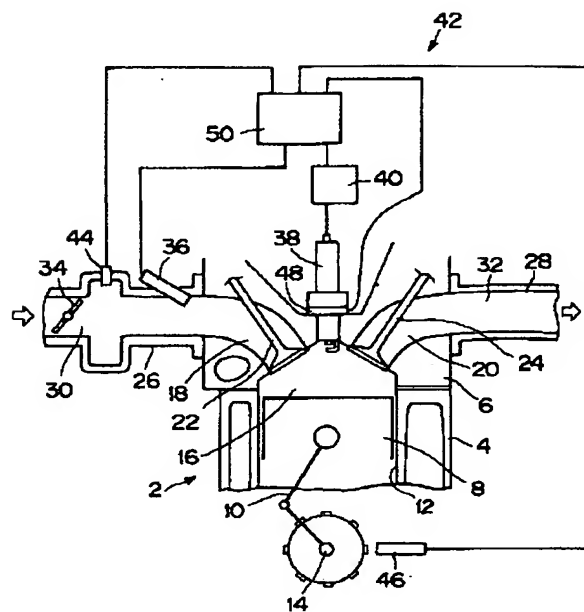


[Drawing 5]

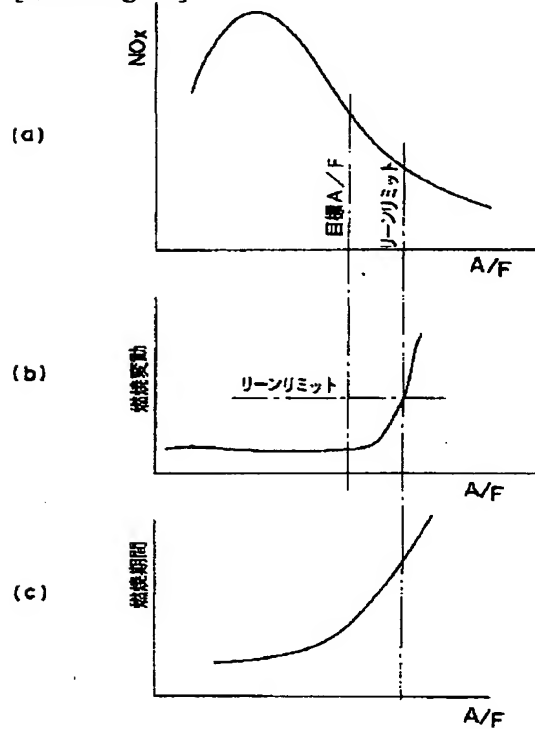




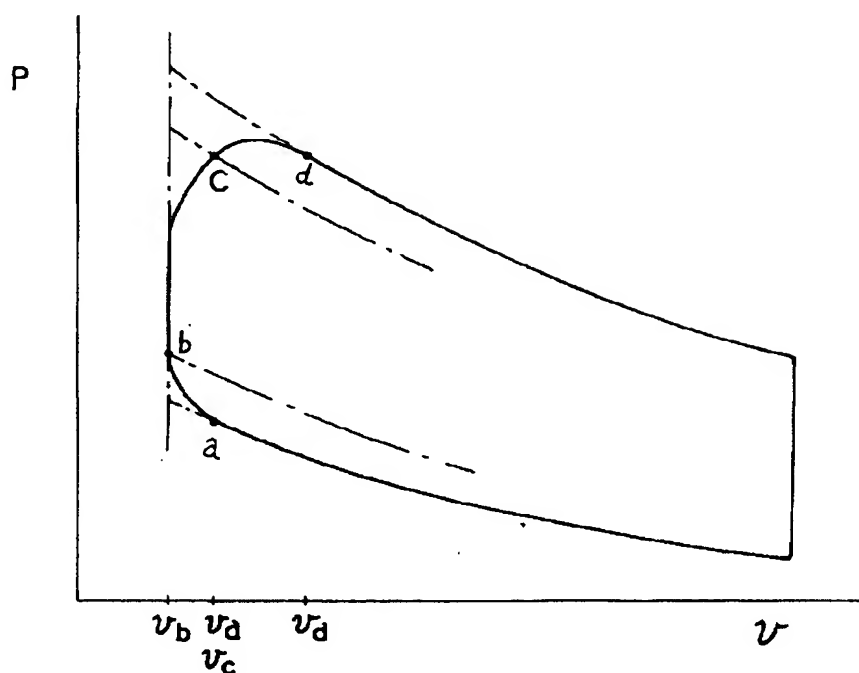
[Drawing 9]



[Drawing 10]



[Drawing 8]



ポイント a、b、c、d、について、ポリトロップ変化で  $v_b$  までもっていったときの圧力を考える

$$a \rightarrow P_{ab} = P_a \times (v_a / v_b)^n$$

$$b \rightarrow P_{bb} = P_b \times (v_b / v_b)^n$$

$$c \rightarrow P_{cb} = P_c \times (v_c / v_b)^n$$

$$d \rightarrow P_{db} = P_d \times (v_d / v_b)^n$$

このときの  $P_{ab}$ 、 $P_{bb}$ 、 $P_{cb}$ 、 $P_{db}$  の差が燃焼量の差に相応する考える

$$a \text{ から } b \text{ の燃焼量: } G_{ab} = P_{bb} - P_{ab} = P_b (v_b / v_b)^n - P_a (v_a / v_b)^n$$

$$a \text{ から } c \text{ の燃焼量: } G_{ac} = P_{cb} - P_{ab} = P_c (v_c / v_b)^n - P_a (v_a / v_b)^n$$

$$a \text{ から } d \text{ の燃焼量: } G_{ad} = P_{db} - P_{ab} = P_d (v_d / v_b)^n - P_a (v_a / v_b)^n$$

a 点を燃焼 0%、d 点を 100% と仮定すると

$$b \text{ 点の燃焼割合: } U_{bs} = G_{ab} / G_{ad}$$

$$c \text{ 点の燃焼割合: } U_{cs} = G_{ac} / G_{ad}$$

[Translation done.]

(19)



JAPANESE PATENT OFFICE

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11) Publication number: **07042607 A**

(43) Date of publication of application: **10.02.95**

(51) Int. Cl.

**F02D 45/00**  
**F02D 45/00**  
**F02D 41/14**  
**F02D 43/00**  
**F02P 5/152**  
**F02P 5/153**

(21) Application number: **05208590**

(22) Date of filing: **31.07.93**

(71) Applicant: **SUZUKI MOTOR CORP**

(72) Inventor: **SHIBATA KOSHI**

**(54) COMBUSTION CONTROLLER FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE**

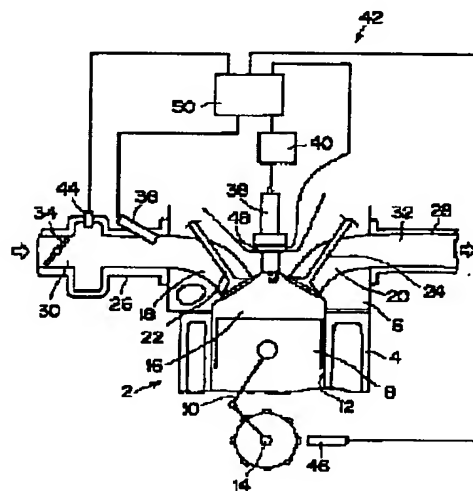
combustion engine in a combustion condition where low  $\text{NO}_x$  and combustion stability are balanced at a high level.

**(57) Abstract:**

COPYRIGHT: (C)1995,JPO

**PURPOSE:** To control the combustion of an internal combustion engine in a combustion condition where low  $\text{NO}_x$  and combustion stability are balanced at a high level by calculating combustion start timing and combustion period based on the detected signal of a sensor, and controlling the ignition timing and fuel injection amount so that the combustion start timing and the combustion period meet their target.

**CONSTITUTION:** This combustion controller is provided with a crank angle sensor 46 which detects the rotational angle of a crankshaft 14 in an internal combustion engine 2, and an in-cylinder pressure sensor 48 which detects the pressure of a combustion chamber 16 in the internal combustion engine 2. A control part 50 calculates combustion start timing and combustion period based on the detected signals of the crank angle sensor 46 and the in-cylinder pressure sensor 48, and controls ignition timing and fuel injection amount so that the combustion start timing and the combustion period meet their targets respectively. It is thus possible to control the combustion of an internal



(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平7-42607

(43) 公開日 平成7年(1995)2月10日

(51) Int.Cl. <sup>6</sup>	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
F 0 2 D 45/00	3 6 8 S			
	Z			
	3 6 2 A			
41/14	3 1 0 J	8011-3G		

F 0 2 P 5/15

D

審査請求 未請求 請求項の数 3 F D (全 10 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願平5-208590

(22) 出願日 平成5年(1993)7月31日

(71) 出願人 000002082

スズキ株式会社

静岡県浜松市高塚町300番地

(72) 発明者 柴田 耕嗣

静岡県浜松市高塚町300番地 スズキ株式会社内

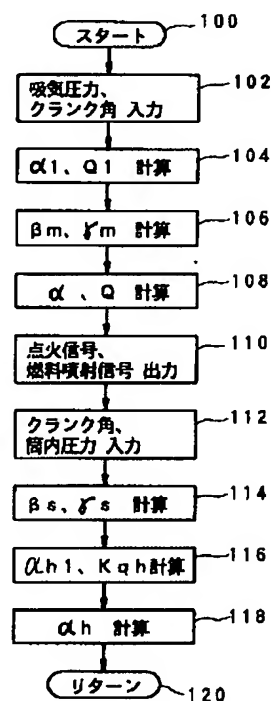
(74) 代理人 弁理士 西郷 義美

(54) 【発明の名称】 内燃機関の燃焼状態制御装置

(57) 【要約】 (修正有)

【目的】 低 $\text{NO}_x$ と燃焼安定性とが高い次元でバランスしている燃焼状態に制御し得て、また、内燃機関の運転条件やばらつき・燃料性状の変化・センサのばらつき等の影響を受け難くし得て、さらに、希薄側安定燃焼限界に目標希薄空燃比をより近づけて設定し得て、燃料消費量及び $\text{NO}_x$ 排出量のさらなる低減を果たす。

【構成】 内燃機関のクランク軸の回転角を検出するクランク角センサを設け、燃焼室の圧力を検出する筒内圧力センサを設け、前記クランク角センサ及び筒内圧力センサの検出信号に基づき燃焼開始時期及び燃焼期間を夫々算出し、これらが夫々目標燃焼開始時期及び目標燃焼期間になるよう点火時期及び燃料噴射量を制御する制御手段を設ける。また、前記検出信号に基づき圧縮行程中の少なくとも2時点における各燃焼割合を夫々算出し、これら各燃焼割合が夫々目標燃焼割合になるよう点火時期及び燃料噴射量を制御する。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 内燃機関のクランク軸の回転角を検出するクランク角センサを設け、前記内燃機関の燃焼室の圧力を検出する筒内圧力センサを設け、前記クランク角センサ及び筒内圧力センサの検出信号に基づき燃焼開始時期及び燃焼期間を夫々算出し、これら燃焼開始時期及び燃焼期間が夫々目標燃焼開始時期及び目標燃焼期間になるよう点火時期及び燃料噴射量を制御する制御手段を設けたことを特徴とする内燃機関の燃焼状態制御装置。

【請求項2】 内燃機関のクランク軸の回転角を検出するクランク角センサを設け、前記内燃機関の燃焼室の圧力を検出する筒内圧力センサを設け、前記クランク角センサ及び筒内圧力センサの検出信号に基づき圧縮行程中の少なくとも2時点における各燃焼割合を夫々算出し、これら各燃焼割合が夫々目標燃焼割合になるよう点火時期及び燃料噴射量を制御する制御手段を設けたことを特徴とする内燃機関の燃焼状態制御装置。

【請求項3】 前記制御手段は、希薄空燃比の混合気を供給される内燃機関の点火時期及び燃料噴射量を制御する制御手段である請求項1または請求項2に記載の内燃機関の燃焼状態制御装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【産業上の利用分野】この発明は内燃機関の燃焼状態制御装置に係り、特に内燃機関の燃焼状態を直接検出して燃焼状態を最適に制御し得て、低NOxと燃焼安定性が高い次元でバランスしている燃焼状態に制御し得る内燃機関の燃焼状態制御装置に関する。

## 【0002】

【従来の技術】車両に搭載される内燃機関には、燃料消費の低減を目的として、希薄空燃比の混合気を供給されるものがある。このように希薄空燃比の混合気を供給される内燃機関は、図10に示す如く、空燃比が高い（薄い）ほど、排出されるNOx量を少なくすることができる。したがって、希薄空燃比の混合気を供給される内燃機関は、NOxの排出量を低減させることからすれば、混合気の空燃比をより希薄（リーン）側にして燃焼させることが望ましい。

【0003】このような燃料消費量及びNOx排出量の低減を目的として、混合気を希薄空燃比に制御する従来の技術としては、燃焼室の圧力を直接的に検出する筒内圧力センサを設け、このセンサの検出する筒内圧力により空燃比をフィードバック制御するものがある。また、希薄空燃比に制御する従来の技術としては、リーンミックスセンサにより希薄空燃比を検出し、目標希薄空燃比になるように制御するものがある。

【0004】ところが、希薄空燃比には、希薄側安定燃焼限界（リーンリミット）が存在する。このため、内燃機関は、このような希薄側安定燃焼限界を越えた希薄空燃比の混合気が供給されると、安定した燃焼状態を得ら

れない問題がある。

【0005】そこで、従来は、低NOx及び安定燃焼性を両立させるために、希薄側安定燃焼限界よりも少許濃（リッチ）側の希薄空燃比になるように制御している。

【0006】また、NOxの排出量は、点火時期を遅角側にするほど、減少させることができる。しかし、内燃機関は、点火時期をあまり遅角側にすると、燃焼が不安定になる。点火時期を制御することにより燃焼安定を図る従来の技術としては、特開昭63-97873号公報に開示されるものがある。

【0007】この公報に開示される技術は、圧縮行程での点火時期に至る以前の2つのクランク角度における筒内圧力に基づいて点火時期を演算し、この演算結果に基づいて点火信号を発生することにより、アイドル運転等の筒内の残留ガス割合が燃焼性に影響を及ぼす低負荷運転域における点火時期を最適点火時期に制御し得て、燃焼の安定を得て、燃料消費量及び排気有害成分の低減を果たすものである。

## 【0008】

【発明が解決しようとする課題】ところで、希薄空燃比を燃焼させる場合には、図10に示す如く、希薄側安定燃焼限界（リーンリミット）が存在するため、希薄側安定燃焼限界よりも少許濃（リッチ）側に目標希薄空燃比を設定し、この目標希薄空燃比になるように制御している。

【0009】このように、希薄側安定燃焼限界と目標希薄空燃比との間に余裕幅を設けているのは、燃焼変動の大きさによって決定される希薄側安定燃焼限界の空燃比が、内燃機関の運転条件やばらつき・燃料性状の変化・センサのばらつき等の影響を受けてずれを生じ、この結果、空燃比が希薄側安定燃焼限界に達して安定燃焼が損なわれることを防止するためである。

【0010】このため、従来は、前記ずれを考慮して、希薄側安定燃焼限界と目標希薄空燃比との間にある一定の余裕幅を設けているため、希薄空燃比を供給される内燃機関が本来発揮すべき限界能力値よりも、前記余裕幅の割合だけNOxの排出量が多くなり、燃料消費量を増大させる不都合があった。

【0011】つまり、希薄空燃比の混合気を供給される内燃機関には、この内燃機関の有する能力の限界である希薄側安定燃焼限界よりも余裕幅の割合だけ濃側の希薄空燃比が供給されることになるため、余裕幅の割合だけNOxの排出量が多くなり、燃料消費量を増大させる不都合があった。

## 【0012】

【課題を解決するための手段】そこで、この発明は、上述不都合を除去するために、内燃機関のクランク軸の回転角を検出するクランク角センサを設け、前記内燃機関の燃焼室の圧力を検出する筒内圧力センサを設け、前記クランク角センサ及び筒内圧力センサの検出信号に基づ

き燃焼開始時期及び燃焼期間を夫々算出し、これら燃焼開始時期及び燃焼期間が夫々目標燃焼開始時期及び目標燃焼期間になるよう点火時期及び燃料噴射量を制御する制御手段を設けたことを特徴とし、また、内燃機関のクランク軸の回転角を検出するクランク角センサを設け、前記内燃機関の燃焼室の圧力を検出する筒内圧力センサを設け、前記クランク角センサ及び筒内圧力センサの検出信号に基づき圧縮行程中の少なくとも2時点における各燃焼割合を夫々算出し、これら各燃焼割合が夫々目標燃焼割合になるよう点火時期及び燃料噴射量を制御する制御手段を設けたことを特徴とする。

【0013】

【作用】この発明の構成によれば、制御手段は、クランク角センサ及び筒内圧力センサの検出信号に基づき燃焼開始時期及び燃焼期間を夫々算出し、これら燃焼開始時期及び燃焼期間が夫々目標燃焼開始時期及び目標燃焼期間になるよう点火時期及び燃料噴射量を制御することにより、また、クランク角センサ及び筒内圧力センサの検出信号に基づき圧縮行程中の少なくとも2時点における各燃焼割合を夫々算出し、これら各燃焼割合が夫々目標燃焼割合になるよう点火時期及び燃料噴射量を制御することにより、内燃機関の燃焼状態を直接検出して燃焼状態を最適に制御することができ、また、内燃機関の燃焼状態を直接検出して制御していることにより希薄側安定燃焼限界との対応関係を良好とし得て、さらに、希薄側安定燃焼限界との対応関係を良好にし得ることにより目標希薄空燃比を希薄側安定燃焼限界により近づけて設定することができる。

【0014】

【実施例】以下図面に基づいてこの発明の実施例を詳細に説明する。図1～図9は、この発明による燃焼状態制御装置の実施例を示すものである。図9において、2は内燃機関、4はシリンダブロック、6はシリンダヘッド、8はピストン、10はコネクティングロッド、12はシリンダ、14はクランク軸、16は燃焼室、18は吸気ポート、20は排気ポート、22は吸気弁、24は排気弁である。

【0015】前記内燃機関2は、シリンダヘッド6に吸気管26及び排気管28を取付け、吸気ポート18及び排気ポート20に吸気通路30及び排気通路32を連通している。吸気管26の吸気通路30には、吸気絞り弁34を設けるとともに燃料噴射弁36を設けている。また、内燃機関2は、シリンダヘッド6に点火プラグ38を取付けている。なお、符号40は、点火コイルである。

【0016】この内燃機関2は、燃焼状態制御装置42を設けている。燃焼状態制御装置42は、吸気通路30の圧力を検出する吸気圧力センサ44を設け、クランク軸14の回転角を検出するクランク角センサ46を設け、燃焼室16の圧力を検出する筒内圧力センサ48を

設けている。なお、この実施例では、プラグ座金タイプの筒内圧力センサ48を設け、点火プラグ38によってシリンダヘッド6に取付けている。

【0017】前記吸気圧力センサ44とクランク角センサ46と筒内圧力センサ48とは、燃焼状態制御装置42の制御手段たる制御部50に接続されている。この制御部50には、前記燃料噴射弁36が接続されているとともに、前記点火プラグ38が点火コイル40を介して接続されている。

10 【0018】前記燃焼状態制御装置42は、制御部50によって、クランク角センサ46及び筒内圧力センサ48の検出信号により、内燃機関2の燃焼状態が最適になるように点火時期及び燃料噴射量を制御する。

【0019】第1発明においては、図1～図4に示す如く、制御部50によって、クランク角センサ46及び筒内圧力センサ48の検出信号に基づき燃焼開始時期及び燃焼期間を夫々算出し、これら燃焼開始時期及び燃焼期間が夫々目標燃焼開始時期及び目標燃焼期間になるよう点火時期及び燃料噴射量を制御する。

20 【0020】前記燃焼開始時期及び燃焼期間とは、例えば、図2に示す如く、夫々10%燃焼クランク角（10%の燃焼が終了した時のクランク角）及び10%燃焼クランク角から90%燃焼クランク角（90%の燃焼が終了した時のクランク角）までのクランク角とする。前記燃焼開始時期に対する目標燃焼開始時期は、図3に示す如く、そのときの燃焼期間における機関トルクの最大値を導く燃焼開始時期の値である。なお、この目標燃焼開始時期の値は、内燃機関2の設定によっては、前記10%燃焼クランク角よりも5°～10°だけ遅角側に設定することもあり得る。また、前記燃焼期間に対する目標燃焼期間は、図4に示す如く、希薄側安定燃焼限界（リーンリミット）直前の燃焼期間の値である。

【0021】次に第1発明の作用を説明する。

【0022】制御部50は、吸気圧力センサ44とクランク角センサ46とから入力する検出信号を基に点火時期及び燃料噴射量を算出し、算出された値を基に点火信号及び燃料噴射信号を点火コイル38及び燃料噴射弁36に出力し、点火プラグ38に飛火させるとともに燃料噴射弁36から燃料を噴射させる。

40 【0023】また、制御部50は、クランク角センサ46と筒内圧力センサ48とから入力する検出信号を基に燃焼開始時期及び燃焼期間を夫々算出し、これら燃焼開始時期及び燃焼期間が夫々目標燃焼開始時期及び目標燃焼期間になるよう点火時期及び燃料噴射量を制御する。

50 【0024】詳述すると、制御部50は、図1に示す如く、制御がスタート（ステップ100）すると、吸気圧力センサ44とクランク角センサ46とから吸気圧力及びクランク角の検出信号を入力（ステップ102）し、これら検出信号を基に点火時期及び燃料噴射量のマップ

5

計算(ステップ104)をする。これは、通常の内燃機関2における点火時期及び燃料噴射量のマップ計算と同様である。マップ計算で得られたマップ計算点火時期(BTDC')を $\alpha 1$ とし、マップ計算燃料噴射量を $Q 1$ とする。

【0025】次いで、制御部50は、マップデータより目標燃焼開始時期及び目標燃焼期間を計算(ステップ106)する。得られた目標燃焼開始時期(BTDC')を $\beta m$ とし、目標燃焼期間を $\gamma m$ とする。

【0026】制御部50は、前記マップ計算点火時期 $\alpha 1$ 及びマップ計算燃料噴射量 $Q 1$ により点火時期及び燃料噴射量の補正(ステップ108)を行う。点火時期の補正は、 $\alpha = \alpha 1 + \alpha h$ により行う。ここで、 $\alpha h$ は、点火時期フィードバック補正量である。燃料噴射量の補正は、 $Q = Q 1 \times K q h$ により行う。ここで、 $K q h$ は、燃料噴射量フィードバック補正係数である。また、 $\alpha h$ 及び $K q h$ は、 $\alpha h 0 = \alpha h$ 、 $K q h 0 = K q h$ として、データの入れ替えを行う。

【0027】制御部50は、前記計算された値を基に、点火信号及び燃料噴射信号を点火コイル40及び燃料噴射弁36に出力(ステップ110)し、点火プラグ38に飛火させるとともに燃料噴射弁36から燃料を噴射させる。

【0028】また、制御部50は、燃焼開始時期及び燃焼期間を夫々算出し、これら燃焼開始時期及び燃焼期間が夫々目標燃焼開始時期及び目標燃焼期間になるように点火時期及び燃料噴射量を制御する。

【0029】前記制御部50は、燃焼開始時期及び燃焼期間と補正量との計算を行う。燃焼開始時期及び燃焼期間の計算は、クランク角センサ46と筒内圧力センサ48とから検出信号を入力(ステップ112)し、これらの信号を基に実際の燃焼開始時期(10%燃焼クランク角)及び燃焼期間(10%燃焼から90%燃焼までのクランク角)を計算(ステップ114)する。得られた実際の燃焼開始時期である測定燃焼開始時期(BTDC')を $\beta s$ とし、実際の燃焼期間である測定燃焼期間を $\gamma s$ とする。

【0030】前記計算により得られた目標値( $\beta m$ 、 $\gamma m$ )と測定値( $\beta s$ 、 $\gamma s$ )との差を基に、点火時期補正量及び燃料噴射量補正係数を修正(ステップ116)する。点火時期補正量の修正は、 $\alpha h 1 = \alpha h 0 + K t \times (\beta m + \beta s)$ により行う。ここで、 $K t$ は、 $0 \leq K t \leq 1$ となる係数である。また、燃料噴射量補正係数の修正は、 $K q h = K q h 0 + K q \times (\gamma s / \gamma m)$ 。ここで、 $K q$ は、 $0 \leq K q \leq 1$ となる係数である。

【0031】前記点火時期補正量を再度修正(ステップ118)する。これは、燃料噴射量補正係数の変化によって、燃焼開始時期が移動するためであり、この移動した部分を修正する。この点火時期補正量の再度の修正は、 $\alpha h = \alpha h 1 - K q t \times (\gamma s / \gamma m)$ により行う。こ

6

こで、 $K q t$ は、 $0 \leq K q t \leq 1$ となる係数である。

【0032】修正後は、点火時期及び燃料噴射量のマップ計算に戻る(ステップ120)。

【0033】これにより、燃焼開始時期及び燃焼期間は、目標燃焼開始時期及び目標燃焼期間になるようにフィードバック制御される。

【0034】このように、この燃焼状態制御装置42は、クランク角センサ46及び筒内圧力センサ48の検出信号に基づき夫々算出される燃焼開始時期及び燃焼期間が、夫々目標燃焼開始時期及び目標燃焼期間になるように点火時期及び燃料噴射量を制御することにより、内燃機関2の燃焼状態を直接検出して、燃焼状態を最適に制御することができる。このため、低NOxと燃焼安定性とが高い次元でバランスしている燃焼状態に制御することができる。

【0035】また、燃焼状態制御装置42は、内燃機関2の燃焼状態を直接検出して制御していることにより、希薄側安定燃焼限界との対応関係を良好とすることができる。このため、内燃機関2の運転条件やばらつき・燃料性状の変化・センサのばらつき等の影響を受け難くし得て、希薄側安定燃焼限界と目標希薄空燃比との余裕幅をより小さくし得る。

【0036】さらに、燃焼状態制御装置42は、希薄側安定燃焼限界との対応関係を良好にし得ることにより、目標希薄空燃比を希薄側安定燃焼限界により近づけて設定することができる。このため、希薄空燃比の混合気を供給される内燃機関2の有する能力の限界である希薄側安定燃焼限界により近い希薄空燃比を供給し得て、燃料消費量及びNOx排出量のさらなる低減を果たし得る。

【0037】なお、この発明は、燃焼状態を最適に制御することができるので、希薄側空燃比の混合気を供給される内燃機関2の燃焼状態の制御のみならず、通常空燃比の混合気を供給される内燃機関の冷機時やアイドル運転時・過渡運転領域時・ノッキング時等の燃焼不安定状態の発生し易い運転状況下における燃焼制御にも適用し得て、実用上有利である。

【0038】また、この実施例においては、燃焼開始時期を10%燃焼クランク角として説明したが、この数値に限定されるものではない。燃焼開始時期は、例えば、0%燃焼クランク角~50%燃焼クランク角の適宜の値に設定することができる。さらに、燃焼期間の10%燃焼から90%燃焼までのクランク角10の値についても、燃焼開始時期と同様に、適宜の値に設定することができる。

【0039】図5~図8は、燃焼状態制御装置42の第2発明の実施例を示すものである。この第2発明における燃焼状態制御装置42の構成は、第1発明において説明した図9と同一であるので、構成の説明を省略するとともに同一符号を引用して説明する。

【0040】第2発明においては、制御部50によっ



7

て、クランク角センサ46及び筒内圧力センサ48の検出信号に基づき圧縮行程中の少なくとも2時点における各燃焼割合を夫々算出し、これら各燃焼割合が夫々目標燃焼割合になるよう点火時期及び燃料噴射量を制御する。

【0041】前記燃焼割合としては、例えば、図6に示す如く、任意のa時点・b時点・c時点・d時点の4時点のクランク角（圧縮上死点に対して、BTDC30°・BTDC0°・ATDC30°・ATDC60°）における筒内圧力を計測し、これらのうちのb時点・c時点における各燃焼割合に相当する値を算出する。これらb時点・c時点における各燃焼割合の値が、夫々目標燃焼割合になるよう点火時期及び燃料噴射量をフィードバック制御する。

【0042】前記b時点・c時点における各目標燃焼割合の値としては、燃焼状態が希薄側安定燃焼限界において生じる値とする。これら各目標燃焼割合とは、図6・図7に示す如く、低NOx及び燃焼安定性が高い次元でバランスしている状態である。この第2発明においては、b時点・c時点における各燃焼割合の値を夫々各目標燃焼割合の値に一致させることにより、希薄側安定燃焼限界における燃焼状態を再現させるものである。

【0043】ここで、前記a時点～d時点における筒内圧力から、これらのうちのb時点・c時点の2時点における各燃焼割合の値を求める場合の式を説明する。

【0044】b時点における燃焼割合Ubsは、 $Ubs = (P_b \times v_b^n - P_a \times v_a^n) / (P_d \times v_d^n - P_c \times v_c^n)$ となる。c時点における燃焼割合Ucsは、 $Ucs = (P_c \times v_c^n - P_a \times v_a^n) / (P_d \times v_d^n - P_b \times v_b^n)$ となる。

【0045】ここで、

$P_a$  : a時点における筒内圧力

$P_b$  : b時点における筒内圧力

$P_c$  : c時点における筒内圧力

$P_d$  : d時点における筒内圧力

$v_a$  : a時点における燃焼室容積

$v_b$  : b時点における燃焼室容積

$v_c$  : c時点における燃焼室容積

$v_d$  : d時点における燃焼室容積

$n$  : ポリトロープ指数（約1.3）

である。ただし、a時点における燃焼割合は0%とし、d時点における燃焼割合は100%と仮定する。

【0046】前記式を図8により補足説明する。a時点～d時点について、ポリトロープ変化によって $v$ 、まで変化させた場合の各時点の圧力 $P$ を考える。

a時点 →  $P_{ab} = P_a \times (v_a / v_b)^n$

b時点 →  $P_{bb} = P_b \times (v_b / v_b)^n$

c時点 →  $P_{cb} = P_c \times (v_c / v_b)^n$

d時点 →  $P_{db} = P_d \times (v_d / v_b)^n$

【0047】このときの $P_{ab}$ ・ $P_{bb}$ ・ $P_{cb}$ ・ $P_{db}$ の差が

8

燃焼量の差に対応すると考えると、a時点からb時点の燃焼量 $G_{ab}$ は、

$$G_{ab} = P_{bb} \times P_{ab} = P_b \cdot (v_b / v_b)^n - P_a \cdot (v_a / v_b)^n$$

a時点からc時点の燃焼量 $G_{ac}$ は、

$$G_{ac} = P_{cb} \times P_{ab} = P_c \cdot (v_c / v_b)^n - P_a \cdot (v_a / v_b)^n$$

a時点からd時点の燃焼量 $G_{ad}$ は、

$$G_{ad} = P_{db} \times P_{ab} = P_d \cdot (v_d / v_b)^n - P_a \cdot (v_a / v_b)^n$$

となる。

【0048】a時点における燃焼割合を0%とし、d時点における燃焼割合を100%と仮定すると、b時点における燃焼割合Ubsは、 $Ubs = G_{ab} / G_{ad}$ となり、c時点における燃焼割合Ucsは、 $Ucs = G_{ac} / G_{ad}$ となる。

【0049】よって、前記の如く、b時点における燃焼割合Ubsは、 $Ubs = (P_b \times v_b^n - P_a \times v_a^n) / (P_d \times v_d^n - P_a \times v_a^n)$ となる。c時点における燃焼割合Ucsは、 $Ucs = (P_c \times v_c^n - P_a \times v_a^n) / (P_d \times v_d^n - P_a \times v_a^n)$ となる。

【0050】次に第2発明の作用を説明する。

【0051】制御部50は、吸気圧力センサ44とクランク角センサ46とから入力する検出信号を基に点火時期及び燃料噴射量を算出し、算出された値を基に点火信号及び燃料噴射信号を点火コイル38及び燃料噴射弁36に出力し、点火プラグ38に飛火させるとともに燃料噴射弁36から燃料を噴射させる。

【0052】また、制御部50は、クランク角センサ46と筒内圧力センサ48とから入力する検出信号を基に圧縮行程中の少なくとも2時点における各燃焼割合を夫々算出し、これら各燃焼割合が夫々目標燃焼割合になるよう点火時期及び燃料噴射量を制御する。

【0053】詳述すると、制御部50は、図5に示す如く、制御がスタート（ステップ200）すると、吸気圧力センサ44とクランク角センサ46とから吸気圧力及びクランク角の検出信号を入力（ステップ202）し、これら検出信号を基に点火時期及び燃料噴射量のマップ計算（ステップ204）をする。これは、通常の内燃機関2における点火時期及び燃料噴射量のマップ計算と同様である。マップ計算で得られたマップ計算点火時期（BTDC°）を $\alpha 1$ とし、マップ計算燃料噴射量を $Q 1$ とする。

【0054】次いで、制御部50は、a時点～d時点における筒内圧力を計測し、これらのうちのb時点・c時点の2時点における各燃焼割合の値をマップデータより計算（ステップ206）する。得られたb時点における目標燃焼割合を $Ubm$ とし、c時点における目標燃焼割合を $Ucm$ とする。

【0055】制御部50は、前記マップ計算点火時期 $\alpha 1$ 及びマップ計算燃料噴射量 $Q 1$ により点火時期及び燃

料噴射量の補正（ステップ208）を行う。点火時期の補正は、 $\alpha = \alpha_1 + \alpha_h$  により行う。ここで、 $\alpha_h$  は、点火時期フィードバック補正量である。燃料噴射量の補正は、 $Q = Q_1 \times K_{qh}$  により行う。ここで、 $K_{qh}$  は、燃料噴射量フィードバック補正係数である。また、 $\alpha_h$  及び  $K_{qh}$  は、 $\alpha_{h0} = \alpha_h$ 、 $K_{qh0} = K_{qh}$  として、データの入れ替えを行う。

【0056】制御部50は、前記計算された値を基に、点火信号及び燃料噴射信号を点火コイル40及び燃料噴射弁36に出力（ステップ210）し、点火プラグ38に飛火させるとともに燃料噴射弁36から燃料を噴射させる。

【0057】また、制御部50は、b時点・c時点の2時点における各燃焼割合を夫々算出し、これら各燃焼割合が夫々目標燃焼割合になるように点火時期及び燃料噴射量を制御する。

【0058】前記制御部50は、燃焼割合と補正量との計算を行う。燃焼割合の計算は、クランク角センサ46と筒内圧力センサ48とから検出信号を入力（ステップ212）し、これらの信号を基にb時点・c時点における実際の各燃焼割合を計算（ステップ214）する。得られたb時点における実際の燃焼割合である測定燃焼割合を  $U_{bs}$  とし、c時点における測定燃焼割合を  $U_{cs}$  とする。

【0059】前記計算により得られた目標値（ $U_{bm}$ 、 $U_{cm}$ ）と測定値（ $U_{bs}$ 、 $U_{cs}$ ）との差を基に、点火時期補正量及び燃料噴射量補正係数を修正（ステップ216）する。点火時期補正量の修正は、 $\alpha_h = \alpha_{h0} + K_{bt} \times (U_{bm} - U_{bs}) + K_{ct} \times (U_{cm} - U_{cs})$  により行う。ここで、 $K_{bt}$  は、 $K_{bt} \geq 0$  となる係数である。 $K_{ct}$  は、 $K_{ct} \leq 0$  となる係数である。また、燃料噴射量補正係数の修正は、 $K_{qh} = K_{qh0} + K_{bq} \times (U_{bm} - U_{bs}) + K_{cq} \times (U_{cm} - U_{cs})$  により行う。ここで、 $K_{bq}$  は、 $K_{bq} \leq 0$  となる係数である。 $K_{cq}$  は、 $K_{cq} \geq 0$  となる係数である。

【0060】修正後は、点火時期及び燃料噴射量のマップ計算に戻る（ステップ218）。

【0061】このように、燃焼状態制御装置42は、図6・図7に示すごとく、b時点・c時点における各燃焼割合により描出される燃焼形態線と各目標燃焼割合により描出される目標燃焼形態線とを比較して、燃焼開始位置の時期と燃焼速度の遅速とを判断し、燃焼形態線が目標燃焼形態線に一致するように点火時期及び燃料噴射量（空燃比）をフィードバック制御する。

【0062】図6に示す如く、燃焼開始位置の時期が目標よりも遅い場合は、点火時期を速めるように制御する。燃焼開始位置の時期が目標よりも速い場合は、点火時期を遅らせるように制御する。また、図7に示す如く、燃焼速度が目標よりも速い場合は、燃料噴射量を減量して空燃比をリーン化し、燃焼速度を遅くするように

制御する。燃焼速度が目標よりも遅い場合は、燃料噴射量を増量して空燃比をリッチ化し、燃焼速度を速くするように制御する。

【0063】この点火時期の遅速及び燃料噴射量の増減の制御により、b時点・c時点における各燃焼割合により描出される燃焼形態線が、各目標燃焼割合により描出される目標燃焼形態線に一致するように、制御することができる。

【0064】これにより、b時点・c時点における各燃焼割合は、各目標燃焼割合になるようにフィードバック制御される。これら各目標燃焼割合とは、図6・図7に示す如く、低 $NO_x$ 及び燃焼安定性が高い次元でバランスしている状態である。したがって、b時点・c時点における各燃焼割合が各目標燃焼割合になるようにフィードバック制御することにより、低 $NO_x$ で安定した燃焼状態を得ることができる。

【0065】このように、この第2発明の燃焼状態制御装置42は、クランク角センサ46及び筒内圧力センサ48の検出信号に基づきb時点・c時点の2時点における各燃焼割合を夫々算出し、これら各燃焼割合が夫々目標燃焼割合になるように点火時期及び燃料噴射量を制御することにより、前記第1発明と同様の効果を奏することができる。即ち、内燃機関2の燃焼状態を直接検出して、燃焼状態を最適に制御することができる。このため、低 $NO_x$ と燃焼安定性とが高い次元でバランスしている燃焼状態に制御することができる。

【0066】また、燃焼状態制御装置42は、内燃機関2の燃焼状態を直接検出して制御していることにより、希薄側安定燃焼限界との対応関係を良好とすることができる。このため、内燃機関2の運転条件やばらつき・燃料性状の変化・センサのばらつき等の影響を受け難くし得て、希薄側安定燃焼限界と目標希薄空燃比との余裕幅をより小さくし得る。

【0067】さらに、燃焼状態制御装置42は、希薄側安定燃焼限界との対応関係を良好にし得ることにより、目標希薄空燃比を希薄側安定燃焼限界により近づけて設定することができる。このため、希薄空燃比の混合気を供給される内燃機関の有する能力の限界である希薄側安定燃焼限界により近い希薄空燃比を供給し得て、燃料消費量及び $NO_x$ 排出量のさらなる低減を果たし得る。

【0068】なお、この発明は、燃焼状態を最適に制御することができるので、希薄側空燃比の混合気を供給される内燃機関2の燃焼状態の制御のみならず、通常空燃比の混合気を供給される内燃機関の冷機時やアイドル運転時・過渡運転領域時・ノッキング時等の燃焼不安定状態の発生し安い運転状況下における燃焼制御にも適用し得て、実用上有利である。

【0069】

【発明の効果】このように、この発明によれば、燃焼状態制御装置は、内燃機関の燃焼状態を直接検出して、燃

焼状態を最適に制御することができる。このため、低 $\text{NO}_x$ と燃焼安定性が高い次元でバランスしている燃焼状態に制御することができる。

【0070】また、燃焼状態制御装置は、内燃機関の燃焼状態を直接検出して制御していることにより、希薄側安定燃焼限界との対応関係を良好とすることができる。このため、内燃機関の運転条件やばらつき・燃料性状の変化・センサのばらつき等の影響を受け難くし得て、希薄側安定燃焼限界と目標希薄空燃比との余裕幅をより小さくし得る。

【0071】さらに、燃焼状態制御装置は、希薄側安定燃焼限界との対応関係を良好にし得ることにより、目標希薄空燃比を希薄側安定燃焼限界により近づけて設定することができる。このため、希薄空燃比の混合気を供給される内燃機関の有する能力の限界である希薄側安定燃焼限界により近い希薄空燃比を供給し得て、燃料消費量及び $\text{NO}_x$ 排出量のさらなる低減を果たし得る。

【0072】なお、この発明は、燃焼状態を最適に制御することができるので、希薄側空燃比の混合気を供給される内燃機関の燃焼状態の制御のみならず、通常空燃比の混合気を供給される内燃機関の冷機時やアイドル運転時・過渡運転領域時・ノッキング時等の燃焼不安定状態の発生し安い運転状況下における燃焼制御にも適用し得て、実用上有利である。

#### 【図面の簡単な説明】

【図1】内燃機関の燃焼状態制御装置の第1発明の実施例を示す制御のフローチャートである。

【図2】クランク角と燃焼割合との関係を示す図である。

【図3】燃焼開始時期と機関トルクとの関係を示す図である。

【図4】(a)～(c)は $\text{NO}_x$ 排出量と燃焼変動と燃焼期間とのタイミングチャートであり、(a)は燃焼期間と $\text{NO}_x$ 排出量との関係を示すタイミングチャート、\*

\* (b)は燃焼期間と燃焼変動とによる希薄側安定燃焼限界に対する目標燃焼期間の関係を示すタイミングチャート、(c)は空燃比と燃焼期間との関係を示すタイミングチャートである。

【図5】内燃機関の燃焼状態制御装置の第2発明の実施例を示す制御のフローチャートである。

【図6】クランク角と燃焼割合との空燃比による目標燃焼割合を示す図である。

【図7】クランク角と燃焼割合との点火時期による目標燃焼割合を示す図である。

【図8】筒内圧力変化を示すP-V線図である。

【図9】内燃機関の燃焼状態制御装置の概略構成図である。

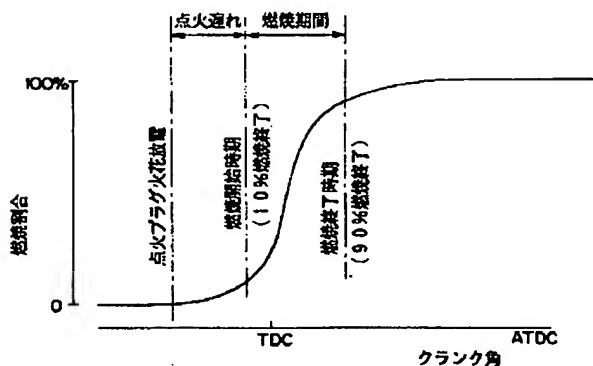
【図10】(a)～(c)は従来の $\text{NO}_x$ 排出量と燃焼変動と燃焼期間とのタイミングチャートであり、(a)は空燃比と $\text{NO}_x$ 排出量との関係を示すタイミングチャート、(b)は空燃比と燃焼変動との関係を示すタイミングチャート、(c)は空燃比と燃焼期間との関係を示すタイミングチャートである。

#### 【符号の説明】

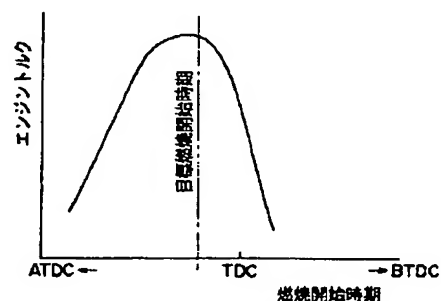
##### 2 内燃機関

- 14 クランク軸
- 16 燃焼室
- 30 吸気通路
- 32 排気通路
- 34 吸気絞り弁
- 36 燃料噴射弁
- 38 点火プラグ
- 40 点火コイル
- 42 燃焼状態制御装置
- 44 吸気圧力センサ
- 46 クランク角センサ
- 48 筒内圧力センサ
- 50 制御部

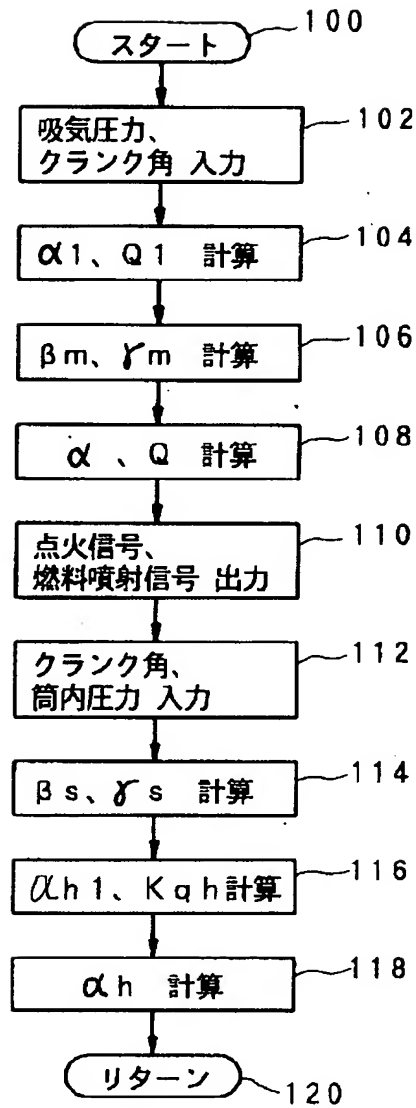
【図2】



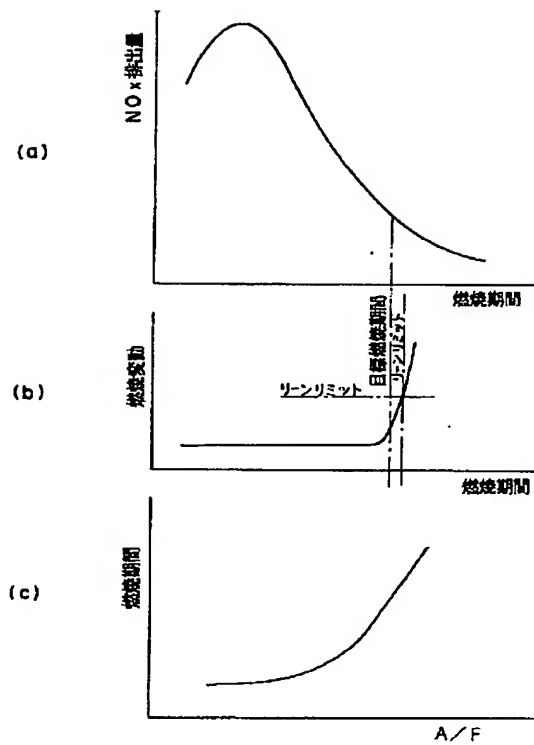
【図3】



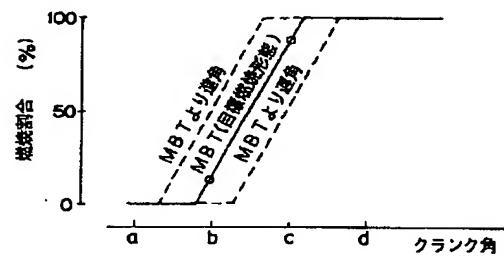
【図1】



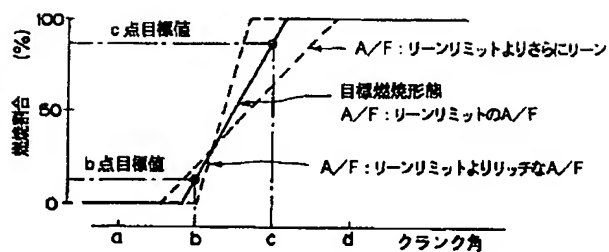
【図4】



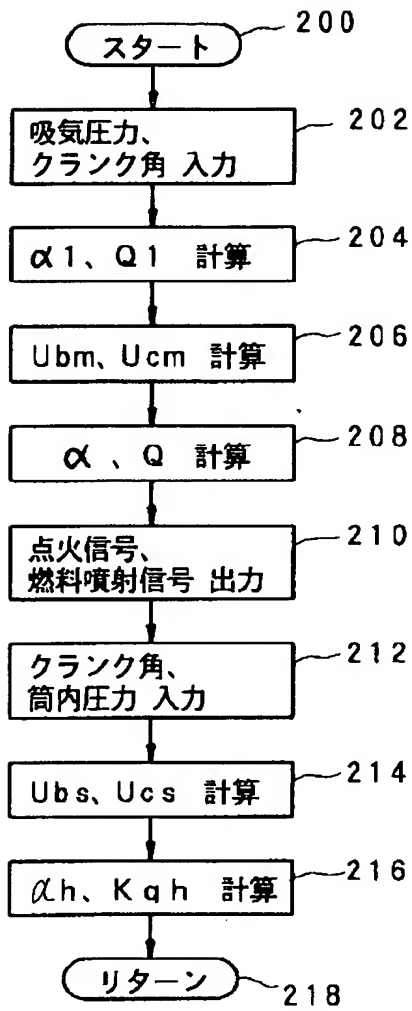
【図7】



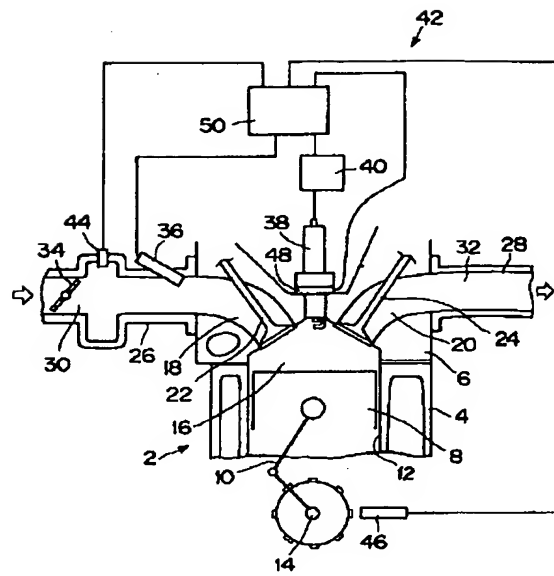
【図6】



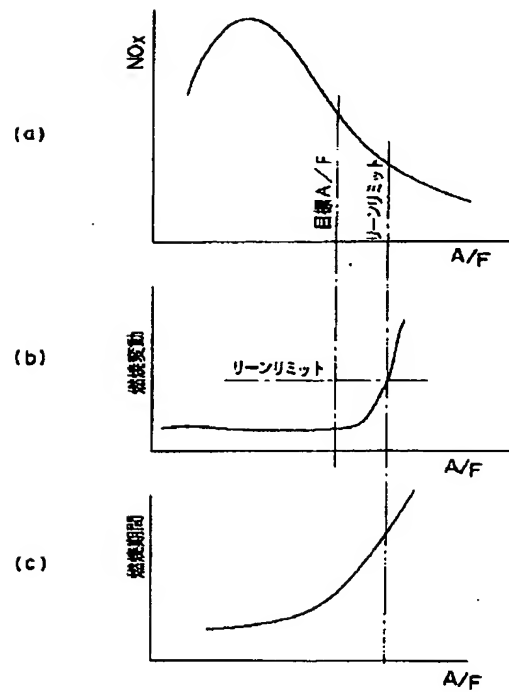
【図5】



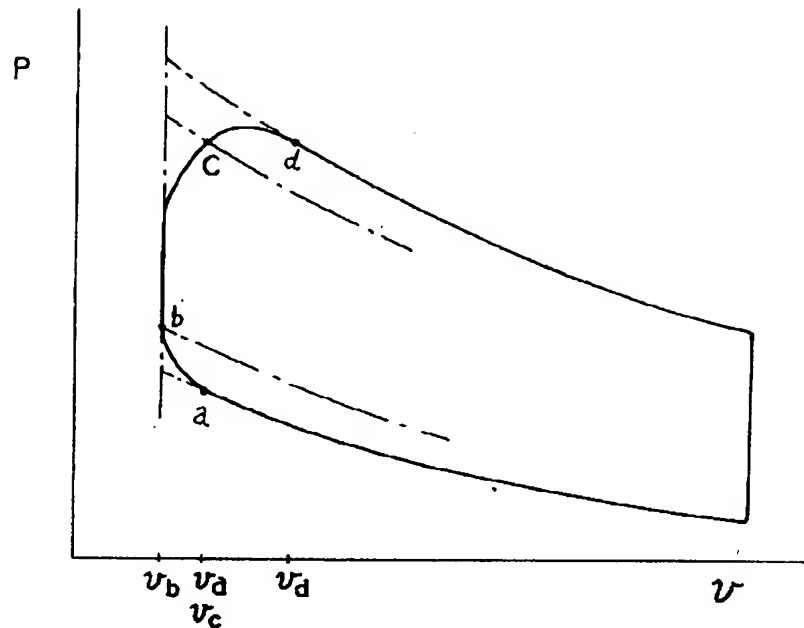
【図9】



【図10】



【図8】



ポイントa、b、c、d、について、ポリトロープ変化で $v_b$ までもっていったときの圧力を考える

$$a \rightarrow P_{ab} = P_a \times (v_a/v_b)^n$$

$$b \rightarrow P_{bb} = P_b \times (v_b/v_b)^n$$

$$c \rightarrow P_{cb} = P_c \times (v_c/v_b)^n$$

$$d \rightarrow P_{db} = P_d \times (v_d/v_b)^n$$

このときの $P_{ab}$ 、 $P_{bb}$ 、 $P_{cb}$ 、 $P_{db}$ の差が燃焼量の差に対応する考える

$$a \text{ から } b \text{ の燃焼量 : } G_{ab} = P_{bb} - P_{ab} = P_b (v_b/v_b)^n - P_a (v_a/v_b)^n$$

$$a \text{ から } c \text{ の燃焼量 : } G_{ac} = P_{cb} - P_{ab} = P_c (v_c/v_b)^n - P_a (v_a/v_b)^n$$

$$a \text{ から } d \text{ の燃焼量 : } G_{ad} = P_{db} - P_{ab} = P_d (v_d/v_b)^n - P_a (v_a/v_b)^n$$

a点を燃焼0%、d点を100%と仮定すると

$$b \text{ 点の燃焼割合 : } U_{bs} = G_{ab} / G_{ad}$$

$$c \text{ 点の燃焼割合 : } U_{cs} = G_{ac} / G_{ad}$$

フロントページの続き

(51)Int.Cl.<sup>6</sup>

F 02 D 43/00

識別記号

3 0 1 B

庁内整理番号

H

F I

技術表示箇所

F 02 P 5/152

5/153